

# TRANSLATION ACES

29 Broadway ♦ Suite 2301

New York, NY 10006-3279

Tel. (212) 259-4660 ♦ Fax (212) 259-4662



[Translation from Japanese]

(19) Japanese Patent Office (JP)

(12) Official Gazette for Kokai Patent Applications (A)

(11) Publication (Kokai) of Unexamined Patent Application No. S62-125263/1987

(43) Publication Date: June 6, 1987

(51) Int. Cl. <sup>4</sup>	I.D. Symbol	Internal Ref. No.
F 25 B 1/00	301	M-7536-3L
F 04 B 49/00		C-6792-3H
// F 04 C 29/08		G-8210-3H

Examination request status: Not requested

Number of inventions: 1 (Total 6 pages [in orig.])

(54) Title of the Invention **Air Conditioning Compressor**

(21) Pat. Appln.: No. S60-266385/1985

(22) Filing Date: November 26, 1985

(72) Inventor Masao Yasuda

c/o Atsugi Motor Parts Co., Ltd., 1370 Onna, Atsugi City

(71) Applicant Atsugi Motor Parts Co., Ltd. 1370 Onna, Atsugi City

(74) Agents Kiichiro Ariga, Patent Attorney

## **Specification**

### **1. Title of the Invention**

#### **Air Conditioning Compressor**

### **2. Patent Claim**

An air conditioning compressor, configuring a refrigeration cycle together with an evaporator, for compressing, in a compression chamber, and discharging, a fluid which has been inducted from an intake port and circulates through the refrigeration cycle, comprising: temperature detection means for detecting the temperature of said evaporator or the temperature of air blown out from the evaporator; temperature difference computing means for performing a comparison computation on the difference between the temperature detected by those temperature detection means and a preset target value; thermal change rate computing means for computing a thermal change rate over time for said evaporator or air blown out therefrom; and intake port closure control means for controlling said intake port so that it closes with a prescribed ratio per a discretionary unit time; wherein: provision is made so that, based on the temperature difference computed by said temperature difference computation means and the thermal change rate computed by said thermal change rate computation means, the prescribed ratio wherewith said intake port closure means close said intake port is varied, and said temperature is held in the vicinity of a target value.

### **3. Detailed Description of the Invention**

#### **(Field of Industrial Utilization)**

The present invention relates to an air conditioning compressor for compressing a fluid which circulates through a refrigeration cycle.

(Prior Art)

There are conventionally air conditioning compressors such as this, an example thereof is diagrammed in Fig. 6. This air conditioning compressor 1, together with an evaporator and condenser and the like, configures a refrigeration cycle, and takes in a coolant gas (which circulates through the refrigeration cycle) into pump chambers (compression chambers) 4 and 5 from intake ports 2 and 3. The coolant gas taken into the pump chambers 4 and 5 is compressed by a plurality of vanes 8 supported, so that they can freely protrude, in a plurality of slits 7 in a rotor 6 which turns in the direction of the arrow, is thereafter discharged from discharge ports 9 and 10, pushing open discharge valves 11 and 12, and is sent to the downstream side of the refrigeration cycle.

(Problems the Invention Would Resolve)

However, with such a conventional air conditioning compressor as this, the configuration is made so that the discharge capacity is constant (or, even if cut to 1/2 by closing one of the intake ports 2 and 3, constant at 1/2), and the discharge capacity cannot be continuously varied. For that reason, a lower first set temperature (evaporator freeze prevention temperature)  $t_1$  having a prescribed temperature difference and a higher second set temperature  $t_2$  are set, an electromagnetic clutch is turned OFF so as to stop the operation of the air conditioning compressor 1, as indicated in Fig. 7(b), when the temperature either of the evaporator or of air blown therefrom drops and reaches the first set temperature  $t_1$ , as indicated in Fig. 7(a), and the electromagnetic clutch is turned ON so as to cause the air conditioning compressor to again operate when the temperature has again risen and reached the second set temperature  $t_2$ . When only one set temperature  $t_1$  is set, the electromagnetic clutch of the air conditioning compressor 1 violently repeats the ON-OFF [cycle] with a very short time period, and so-called hunting occurs. It is in order to prevent that [phenomenon] that the second set temperature  $t_2$

having a prescribed temperature difference is set. Thus, even if hunting is prevented, the electromagnetic clutch of the air conditioning compressor 1 will nevertheless repeat the ON-OFF [cycle], at prescribed intervals with a period longer than the hunting, producing noise or shocks each time, and subjecting vehicle occupants to unpleasant sensations, which is a problem.

#### (Means for Resolving the Problems)

In order to resolve the problems noted above, the present invention is an air conditioning compressor configuring a refrigeration cycle together with an evaporator for compressing in a compression chamber, and discharging, a fluid which has been inducted from an intake port and circulates through the refrigeration cycle, comprising: temperature detection means for detecting the temperature of said evaporator or the temperature of air blown out from the evaporator; temperature difference computing means for performing a comparison computation on the difference between the temperature detected by those temperature detection means and a preset target value; thermal change rate computing means for computing a thermal change rate over time for said evaporator or air blown out therefrom; and intake port closure control means for controlling said intake port so that it closes with a prescribed ratio per a discretionary unit time; wherein: provision is made so that, based on the temperature difference computed by said temperature difference computation means and the thermal change rate computed by said thermal change rate computation means, the prescribed ratio wherewith said intake port closure means close said intake port is varied, and said temperature is held in the vicinity of a target value.

#### (Operation)

Based on such an air conditioning compressor, the discharge capacity of the air conditioning compressor can be continuously varied by varying the prescribed ratio per unit time,

with which the intake port or ports are closed, based on the difference between either the temperature of the evaporator or the temperature of air blown from the evaporator as detected by the temperature detection means, and a preset target value, and on the rate wherewith this temperature changes over time and that the temperature can be held in the vicinity of a target value. Consequently, it is possible to avoid the frequently repeated ON-OFF [cycles] of the electromagnetic clutch of the air conditioning compressor that occur conventionally, and to avoid subjecting vehicle occupants to unpleasant sensations due to the noise or shocks caused by those ON-OFF [cycles].

#### (Embodiments)

Embodiments of the present invention shall now be described with reference to the drawings. Figs. 1 to 4 are diagrams representing one embodiment of an air conditioning compressor based on the present invention.

Describing first the configuration thereof, in Fig. 1, 21 is an engine, 22 is a compressor to which the drive of the engine 21 is transmitted via a transmission belt 23, and 24 is an electromagnetic clutch for coupling and interrupting the drive from the engine 21 to the compressor 22. Item 25 is a condenser [condenser in Japanese] for cooling and liquefying a coolant (the fluid which circulates through the refrigeration cycle) such as Freon gas which has been compressed by the compressor 22 and is at high temperature and high pressure, and 26 is an evaporator [evaporator in Japanese] for evaporating the liquefied coolant sent thereto from the condenser 25, capturing heat from the surrounding air and turning [the coolant] into a gas. The coolant gasified by the evaporator 26 is again taken into the compressor 22, the same cooling cycle is repeated, and the temperature and humidity are lowered as heat continues to be captured from the air in the vehicle interior. Numeral 27 is a temperature detector (temperature detection means), deployed immediately after the evaporator 26, on the cooled air blow-out port

side thereof, for detecting the temperature of the air blown out from the evaporator 26. In the drawing, 28 is a liquid tank for separating the gas and liquid [phases] of the coolant liquefied by the condenser 25, 29 is an expansion valve, and 30 is a motor-driven fan for sending air from the vehicle interior to the evaporator 26. Numeral 32 is a control unit. The control unit 32 compares against a target value pre-stored in memory, by means of a signal corresponding to that detected temperature from the temperature detector 27, computes the difference therebetween (temperature difference computation means), synchronizes the signal from the temperature detector 27 with a clock [signal], picks [it] up at prescribed time intervals, and computes the rate of change of the temperature which changes from moment to moment (thermal change rate computation means), and then, based on the temperature difference and thermal change rate, controls an on-off valve 33 for opening and closing the intake port or ports, described subsequently, and varies the prescribed ratio wherewith the intake port or ports are closed per discretionary unit time (functioning as intake port closure control means).

The structure of the compressor 22 adopted in the embodiment shall now be briefly described with reference to Figs. 2 to 4.

In this compressor 22, a cam ring 40 having a substantially elliptical cam surface 40a is sealed from both sides in the axial dimension thereof by front and rear plates 41 and 42. In the interior thereof, a rotor 43 is accommodated so that it can turn freely. Vanes 45 are fit, so that they can freely protrude, in radial slits 44 formed in the rotor 43. A back pressure passageway 46 is formed in the base of each of the slits 44. These back pressure passageways 46 communicate with a communicating hole 47 formed in the rotor 43. Lubricating oil is supplied through this communicating hole 47 to the back pressure passageways 46. In the space between the cam ring 40 and the rotor 43, pump chambers 48 are demarcated by adjacent vanes 45. Into these pump chambers 48, Freon gas or other coolant is inducted, from intake ports  $P_1$  and  $P_2$  [intake ports in Japanese], and the vanes 45 turn, so as to slide against the cam

surface 40a, due to the centrifugal forces accompanying the turning of the rotor 43 and to the pressure (vane back pressure) of the lubricating oil in the back pressure passageways 46. Thereby, the coolant is compressed, and will be discharged from corresponding discharge ports  $S_1$  and  $S_2$ . The intake ports  $P_1$  and  $P_2$  are formed in the circumferential direction of the cam ring 40 at equal intervals (separated  $180^\circ$ ). In one intake port  $P_2$ , for example, as diagrammed in Fig. 3 and 4, an on-off valve 33 based on a solenoid valve or the like is incorporated. When a control signal from the control unit 32 indicated in Fig. 1 is input to the on-off valve 33, it operates in a direction that closes the intake port  $P_2$  (cf. Fig. 3). The on-off valve 33 may be deployed in the intake port  $P_1$ , or, alternatively, [such valves] may be deployed in both intake ports  $P_1$  and  $P_2$ .

The operation is now described. The drive of the engine 21 is, by an input switch of the electromagnetic clutch being operated [so as to turn] ON, is transmitted to the compressor 22 and cooling begins. The coolant compressed by the compressor 22 is cooled and liquefied by the condenser 25, and then, in conjunction with the vaporization thereof at the evaporator 26, heat is captured from the air in the vehicle interior and the vehicle interior is cooled. The temperature detector 27 detects the temperature of air blown out from the evaporator 26 and outputs a temperature signal to the control unit 32. The control unit 32, upon inputting the temperature signal from the temperature detector 27, first, by the temperature difference computation means thereof, compares with the target value  $t_2$  pre-stored in memory, and computes the difference  $d$  therebetween. That target value  $t_2$  is set slightly higher than the freeze prevention temperature  $t_1$  of the evaporator 26, as is diagrammed in Fig. 5(a). Next, the control unit 32, by the thermal change rate computation means thereof, synchronizes the signal from the temperature detector 27 with the clock [signal], picks [it] up at prescribed time intervals and computes the rate of change  $v$  of the air temperature, which is changing moment by moment. The control unit 32 also, by the intake port closure control means thereof, based on the difference  $d$  between the target value  $t_2$  and the air temperature, and on the temperature change

rate  $v$ , selects a duty ratio from a data map such as diagrammed in Fig. 5(b), stored beforehand in memory, and outputs a signal corresponding to that duty ratio to the on-off valve 33. Thereby control is effected so that the on-off valve 33 closes the intake port  $P_1$  and (or) the intake port  $P_2$  with the most suitable ratio per unit time. Thus, as diagrammed in Fig. 5(b), the on-off valve 33 is controlled with a large duty ratio when the difference  $d$  between the target value  $t_2$  and the air temperature is large and the temperature change rate  $v$  is small, with a small duty ratio when, conversely, the difference  $d$  between the target value  $t_2$  and the air temperature is small and the temperature change rate  $v$  is large, and with an intermediate duty ratio in other cases, according to the respective conditions, as indicated in that data map. As a consequence, the temperature of the air blown out from the evaporator 26 can be held most efficiently in the vicinity of the target value  $t_2$ , while continuously varying the discharge capacity of the compressor 22, as diagrammed in Fig. 5(a). Hence it is possible to avoid frequently and repeatedly [cycling] the electromagnetic clutch of the air conditioning compressor ON and OFF, as conventionally, and to effectively prevent vehicle occupants from being subjected to unpleasant sensations due to noise or shocks caused by that ON-OFF [cycling]. Also, by the control described above, the air temperature can be prevented from falling to the freeze prevention temperature  $t_1$ .

In the embodiment described above, the temperature detector 27 is deployed immediately after the evaporator 26 on the cooled air blow-out port side thereof so as to detect the temperature of the cooled air, but the temperature detector 27 may instead be deployed on the evaporator 26 itself so as to detect the temperature of the evaporator 26 itself. Also, in the embodiment described above, the thermal change rate over time of the air blown out from the evaporator 26 is substituted for by the temperature change rate thereof, but the thermal change rate is not limited to the temperature change rate. Instead, such factors as the volume, temperature, humidity, and heat mass of the air blown out may be detected, entropy computed, and the time change rate of that entropy used as the thermal change rate.



#### **(Advantages of the Invention)**

Based on the air conditioning compressor according to the present invention as described in the foregoing, the temperature of the evaporator or of air blown out from the evaporator is held in the vicinity of a target value, wherefore it is possible to avoid frequently repeating the ON and OFF [cycling] of the electromagnetic clutch of an air conditioning compressor as occurs conventionally, and to effectively prevent the subjecting of passengers to unpleasant sensations due to noise or shocks resulting from that ON and OFF [cycling]. Also, the temperature of the evaporator or the air blown out therefrom can be prevented from falling to the freeze prevention temperature.

#### **4. Brief Description of Drawings**

Figs. 1 to 5 are diagrams representing one embodiment of an air conditioning compressor based on the present invention. Fig. 1 is a diagram of an overall refrigeration cycle containing that air conditioning compressor; Fig. 2 is a section of that air conditioning compressor; Fig. 3 is a section thereof as seen from the III-III in Fig. 2 [?]; Fig. 4 is a partial section in the vicinity of the on-off valve 33, wherein the on-off valve 33 diagrammed in Fig. 3 with the intake port  $P_2$  in the closed state is diagrammed with the intake port  $P_2$  in the open state; Fig. 5(a) is a relational diagram representing changes in the air temperature over time; Fig. 5(b) is a diagram of one example of a duty ratio data map stored in memory in the control unit 32; Fig. 6 is a section of a conventional air conditioning compressor; Fig. 7(a) is a relational diagram representing temperature changes over time induced by that conventional air conditioning compressor; and Fig. 7(b) is a time chart representing the ON and OFF changes of an electromagnetic clutch for that air conditioning compressor.

21	engine
22	compressor
23	transmission belt
24	electromagnetic clutch
25	condenser
26	evaporator [evaporator in Japanese]
27	temperature detector (temperature detection means)
28	liquid tank
29	expansion valve
30	motor-driven fan
32	control unit (temperature difference computations means, thermal change rate computation means, intake port closure control means)
33	on-off valve
40	cam ring
40a	cam surface
41, 42	plates
43	rotor
44	slit
45	vane
46	back pressure passageway
47	communicating hole
48	pump chamber
P <sub>1</sub> , P <sub>2</sub>	intake ports [intake ports in Japanese]
S <sub>1</sub> , S <sub>2</sub>	discharge ports

Agents    Kiichiro Ariga, Patent Attorney    (and one other)

[Keys to text in Figs.]

Fig. 1

26: evaporator [evaporator in Japanese]

27: temperature detector (temperature detection means)

32: control unit (temperature difference computations means, thermal change rate computation means, intake port closure control means)

Fig. 2

$P_1, P_2$  : intake ports (intake ports [native Japanese])

Fig. 5

(a)

[vertical axis] Temperature

[horizontal axis] Time

(b)

[vertical axis] Temperature difference  $d$

[horizontal axis] Temperature change rate  $V$

Fig. 7

[vertical axis] Temperature

[horizontal axis] Time

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑪ 公開特許公報(A)

昭62-125263

⑫ Int.Cl. <sup>4</sup>	識別記号	庁内整理番号	⑬ 公開	昭和62年(1987)6月6日
F 25 B 1/00	3 0 1	M-7536-3L		
F 04 B 49/00		C-6792-3H		
// F 04 C 29/08		G-8210-3H	審査請求 未請求	発明の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 空調用圧縮機

⑮ 特 願 昭60-266385

⑯ 出 願 昭60(1985)11月26日

⑰ 発 明 者 安 田 正 夫 厚木市恩名1370番地 厚木自動車部品株式会社内

⑱ 出 願 人 厚木自動車部品株式会 厚木市恩名1370番地  
社

⑲ 代 理 人 弁理士 有我 軍一郎

明 細 書

1. 発明の名称

空調用圧縮機

2. 特許請求の範囲

蒸発器とともに冷凍サイクルを構成し、吸入口から吸入した冷凍サイクルを循環する流体を圧縮室で圧縮して吐出する空調用圧縮機において、前記蒸発器の温度または蒸発器から吐出される空気の温度を検知する温度検知手段と、この温度検知手段が検知した温度とあらかじめ設定した目標値との差を比較演算する温度差演算手段と、前記蒸発器またはこれから吐出される空気の時間に対する熱的变化速度を演算する熱的变化速度演算手段と、前記吸入口を任意の単位時間あたり所定割合で閉止するよう制御する吸入口閉止制御手段と、を備え、前記温度差演算手段が演算した温度差と前記熱的变化速度演算手段が演算した熱的变化速度により前記吸入口閉止制御手段が前記吸入口を閉止させる所定割合を変化させて前記温度を目標

値近傍に保持させるようにしたことを特徴とする空調用圧縮機。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、冷凍サイクルを循環する流体を圧縮する空調用圧縮機に関する。

(従来の技術)

このような空調用圧縮機としては従来、たとえば第6図に示すようなものがある。この空調用圧縮機1は、蒸発器や凝縮器とともに冷凍サイクルを構成し、吸入口2および3から冷媒ガス(冷凍サイクルを循環する)をポンプ室(圧縮室)4および5に吸入する。ポンプ室4および5に吸入された冷媒ガスは、矢印方向に回転するロータ6の複数のスリット7に突出自在に支持された複数のペーン8により圧縮された後、吐出口9および10から吐出弁11および12を押開いて吐出され、冷凍サイクルの下流側に送られる。

(発明が解決しようとする問題点)

しかしながら、このような従来の空調用圧縮機

にあつては吐出容量が一定（吸入口2および3の一方を閉止して1/2にしたとしても1/2で一定）の構造になっており、吐出容量を連続的に変化させることができないため、所定の温度差を有する低い方の第1設定温度（蒸発器の凍結防止温度） $t_1$ と高い方の第2設定温度 $t_2$ を設定し、第7図例に示すように蒸発器、またはそれから吐出される空気（冷媒）の温度が下降して第1設定温度 $t_1$ に達したときは第7図例に示すように空調用圧縮機1の作動を停止させるよう電磁クラッチをOFFにし、再び温度が上昇して今度は第2設定温度 $t_2$ に達したときは、再び空調用圧縮機を作動させるよう電磁クラッチをONにしていた。設定温度を $t_1$ 、 $t_2$ だけ設定すると、空調用圧縮機1の電磁クラッチが非常に短い時間周期で徹しくON・OFFを繰返す、いわゆるハンチングを生ずるため、これを防止するために所定の温度差を有する第2設定温度 $t_2$ を設定したものである。このため、ハンチングは防げるとしても、ハンチングよりは長い周期の所定間隔で空調用圧縮機1の

電磁クラッチがON・OFFを繰返すことにより、その都度騒音あるいは衝撃が生じて乗員に不快な感じを与えるという問題点があった。

（問題点を解決するための手段）

本発明は前記問題点を解決するため、蒸発器とともに冷凍サイクルを構成し、吸入口から吸入した冷凍サイクルを循環する流体を圧縮室で圧縮して吐出する空調用圧縮機において、前記蒸発器の温度または蒸発器から吐出される空気（冷媒）の温度を検知する温度検知手段と、この温度検知手段が検知した温度とあらかじめ設定した目標値との差を比較演算する温度差演算手段と、前記蒸発器またはこれから吐出される空気（冷媒）の時間に対する熱的变化速度を演算する熱的变化速度演算手段と、前記吸入口を任意の単位時間あたり所定割合で閉止するよう制御する吸入口閉止制御手段と、を備え、前記温度差演算手段が演算した温度差と前記熱的变化速度演算手段が演算した熱的变化速度により前記吸入口閉止制御手段が前記吸入口を閉止させる所定割合を変化させて前記温度を目標値近傍に保

持させるようにする構成とした。

（作用）

このような空調用圧縮機によれば、温度検知手段により検知した蒸発器の温度、または蒸発器から吐出される空気（冷媒）の温度とあらかじめ設定した目標値との差、および、それらの温度の時間に対する変化速度にもとづいて、単位時間あたり吸入口を閉止させる所定割合を変化させることにより空調用圧縮機の吐出容量を連続的に変化させて、前記温度を目標値近傍に保持させることができる。このため、従来のように空調用圧縮機の電磁クラッチが頻りにON・OFFを繰返すことを避けることができ、そのON・OFFによる騒音あるいは衝撃により乗員に不快な感じを与えることを防止することができる。

（実施例）

以下本発明の実施例について図面に基づいて説明する。第1～4図は本発明による空調用圧縮機の一実施例を示す図である。

まず構成について説明すると、第1図において、

21はエンジン、22はエンジン21の駆動が伝達ベルト23を介して伝達される圧縮機、24はこの圧縮機22に対してエンジン21からの駆動を連結遮断する電磁クラッチである。また、25は圧縮機22で圧縮されて高温高圧となったフロンガス等の冷媒（冷凍サイクルを循環する流体）を冷却して液化するコンデンサ（凝縮器）、26はこのコンデンサ25から送られてきた液化冷媒を蒸発させて周囲の空気から熱を奪ってガス体とするエバポレータ（蒸発器）である。エバポレータ26でガス化された冷媒は再び圧縮機22に吸入され、この一連の冷凍サイクルを繰り返して、車室内の空気から熱を奪い続けて温度と湿度を下げる。また、27はエバポレータ26の冷却空気吹出口側直後に設置されたエバポレータ26から吹出される空気（冷媒）の温度を検知する温度検知器（温度検知手段）である。図中28はコンデンサ25で液化された冷媒を気液分離させるリキッドタンク、29は膨脹弁、30は車室内の空気をエバポレータ26に送り込む電動ファンである。32は制御ユニットであり、制御ユニット32は温度

検知器27からの検知温度に相当する信号によりあらかじめ記憶させてある目標値と比較してその差を演算するとともに(温度差演算手段)、温度検知器27からの信号をクロックに同期させて所定時間間隔をおいてピックアップして刻々変化する温度の変化速度を演算し(熱的变化速度演算手段)、これらの温度差と熱的变化速度にもとづいて圧縮機22側に設けられた後述する吸入ポート開閉用の開閉弁33を制御して吸入ポートを任意の単位時間あたりに閉止させる所定割合を変化させる(吸入口閉止制御手段)。

ここで、実施例に採用された圧縮機22の構造について第1図乃至第4図を参照しつつ概略的に説明する。

この圧縮機22は、略円形形状のカム面40aを有するカムリング40がその軸線方向の両側からフロント及びリヤのプレート41、42で封止され、その内部にロータ43が回転自在に収容され、このロータ43に形成された放射状のスリット44にベーン45が出没自在に嵌挿されている。スリット44の底部

にはそれぞれ背圧通路46が形成され、各背圧通路46はロータ43に形成された連通孔47に連通しており、この連通孔47を介して各々の背圧通路46に潤滑油が供給される。カムリング40とロータ43との空間には隣り合うベーン45によりポンプ室48が形成される。このポンプ室48に2つの吸入ポート $P_1$ 、 $P_2$ (吸入口)からフロンガス等の冷媒が吸入され、ロータ43の回転に伴う遠心力と背圧通路46内の潤滑油の圧力(ベーン背圧)によってベーン45がカム面40aに摺接して回転する。これによって、冷媒が圧縮されて対応する吐出ポート $S_1$ 、 $S_2$ から吐出されることになる。吸入ポート $P_1$ 、 $P_2$ はカムリング40の円周方向に対して等間隔に(180°離隔して)形成されている。また、例えば一方の吸入ポート $P_1$ には、第3図および第4図に示されるように、電磁弁等による開閉弁33が組み込まれていて、第1図の制御ユニット32からの制御信号が開閉弁33に入力されると、吸入ポート $P_1$ を閉じる方向(第3図参照)に作動する。開閉弁33は吸入ポート $P_1$ の方に設けられて

いてもよく、あるいは吸入ポート $P_1$ 、および $P_2$ の両方に設けられていてもよい。

次に作用について説明する。エンジン21の駆動が電磁クラッチ24の入力スイッチのON作動で圧縮機22に伝達されて冷房を開始する。圧縮機22で圧縮された冷媒がコンデンサ25で冷却液化され、次いでエバポレータ26での気化に伴ない車室内空気から熱を奪って車室内を冷却する。温度検知器27はエバポレータ26から吹出された空気の温度を検知して制御ユニット32に温度信号を出力する。温度検知器27から温度信号を入力した制御ユニット32はまずその温度差演算手段により、あらかじめ記憶させてある目標値 $t_1$ と比較してその差 $d$ を演算するが、この目標値 $t_1$ は第5図(a)に示すようにエバポレータ26の凍結防止温度 $t_1$ 、よりは少し高く設定されている。次に制御ユニット32はその熱的变化速度演算手段により温度検知器27からの信号をクロックに同期させて所定時間間隔をおいてピックアップし、刻々変化する空気温度の変化する速度 $\theta$ を演算する。さらに制御ユニット

32はその吸入口閉止制御手段により、前記目標値 $t_1$ と空気温度との差 $d$ と温度変化速度 $\theta$ にもとづいてあらかじめ記憶させてある第5図(b)に示すようなデータマップからデューティ比を選び出し、そのデューティ比に相当する信号を開閉弁33に出力する。このことにより開閉弁33は吸入ポート $P_1$ 、および(あるいは) $P_2$ を単位時間あたりの最も適当な割合で閉止するよう制御される。このようにして、第5図(b)に示すように、目標値 $t_1$ と空気温度との差 $d$ が大きくて温度変化速度 $\theta$ が小さいときは大きなデューティ比で、逆に目標値 $t_1$ と空気温度との差 $d$ が小さくて温度変化速度 $\theta$ が大きいたまは小さなデューティ比で、その他の場合にはそのデータマップに示すようにそれぞれの条件に応じて中間的なデューティ比で開閉弁33は制御されるようになっているため、圧縮機22の吐出容量を連続的に変化させてエバポレータ26から吹出される空気の温度は第5図(c)に示すように最も効率よく目標値 $t_1$ の近傍に保持されることが出来る。このため、従来のように空調用圧縮機

の電磁クラッチが簡単にON・OFFを繰返すことを避けることができ、そのON・OFFによる騒音あるいは衝撃により乗員に不快な感じを与えることを有効に防止することができる。また、上記制御により空気温度が凍結防止温度にまで下がることを防止することができる。

なお、上記実施例においては温度検知器27をエバポレータ26の冷却空気吹出口側直後に設けて冷却空気の温度を検知するものについて説明したが、温度検知器27はエバポレータ26自体に設けてエバポレータ26自体の温度を検知するようにしてもよい。また、上記実施例においてはエバポレータ26から吹出される空気の時間に対する熱的变化速度を温度変化速度に置きかえて説明したが、その熱的变化速度は温度変化速度に限定することなく、吹出される空気の量、温度、湿度、ヒートマス等の諸要素を検知してエンタルピを演算し、そのエンタルピの時間的变化速度を熱的变化速度として用いてもよい。

(発明の効果)

以上説明したように、本発明による空調用圧縮機によれば、蒸発器またはそれから吹出される空気の温度を目標値近傍に保持することができるため、従来のように空調用圧縮機の電磁クラッチが所定間隔でON・OFFを繰返すことを避けることができ、そのON・OFFによる騒音あるいは衝撃により乗員に不快な感じを与えることを有効に防止することができる。また、蒸発器やそれから吹出される空気の温度が凍結防止温度にまで下がることを防止することができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

第1～5図は本発明による空調用圧縮機の一実施例を示す図であり、第1図はその空調用圧縮機を含む冷凍サイクルの全体図、第2図はその空調用圧縮機の断面図、第3図は第2図におけるB-B矢視断面図、第4図はその第3図に示す吸入ポートP<sub>1</sub>を開じた状態の開閉弁33が吸入ポートP<sub>1</sub>を開いた状態を示す開閉弁33近傍の一部断面図、第5図は空気温度の変化を示す時間との関係図、第5図例は制御ユニット32に記憶されるデューテ

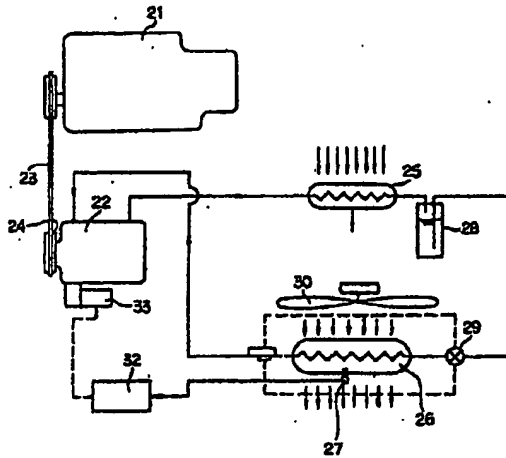
ィ比のデータマップの一例を示す図、第6図は従来の空調用圧縮機の断面図、第7図例はその従来の空調用圧縮機による温度変化を示す時間との関係図、第7図例はその空調用圧縮機の電磁クラッチのON・OFF変化を示すタイムチャートである。

- 21…エンジン、
- 22…圧縮機、
- 23…伝達ベルト、
- 24…電磁クラッチ、
- 25…コンデンサ、
- 26…エバポレータ（蒸発器）、
- 27…温度検知器（温度検知手段）、
- 28…リキッドタンク、
- 29…膨脹弁、
- 30…電動ファン、
- 32…制御ユニット（温度演算手段、熱的变化速度演算手段、吸入口閉止制御手段）、
- 33…開閉弁、

- 40…カムリング、
- 40a…カム面、
- 41、42…プレート、
- 43…ロータ、
- 44…スリット、
- 45…ベーン、
- 46…背圧通路、
- 47…連通孔、
- 48…ポンプ室、
- P<sub>1</sub>、P<sub>2</sub>…吸入ポート（吸入口）、
- S<sub>1</sub>、S<sub>2</sub>…吐出ポート、

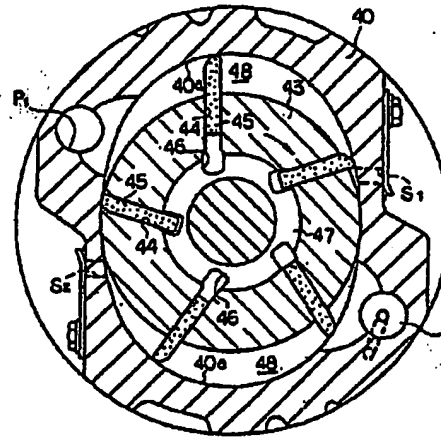
代理人 弁理士 有 我 軍 一 郎  
(外1名)

第 1 図



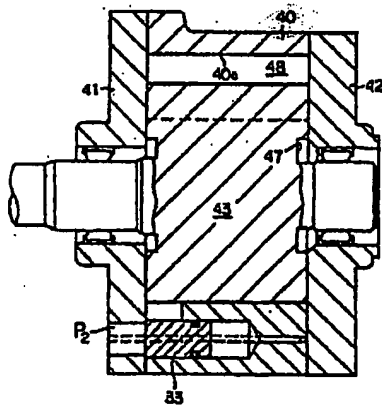
- 26: エバポレータ (蒸発器)  
 27: 温度検知器 (温度検知手段)  
 32: 制御ユニット (温度差演算手段, 熱的変化速度演算手段, 吸入口閉止制御手段)

第 2 図

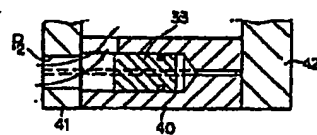


$P_1, P_2$ : 吸入口 (吸入口)

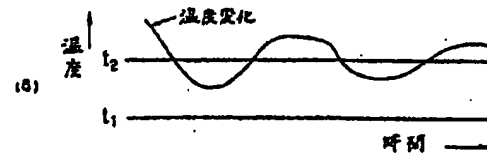
第 3 図



第 4 図



第 5 図



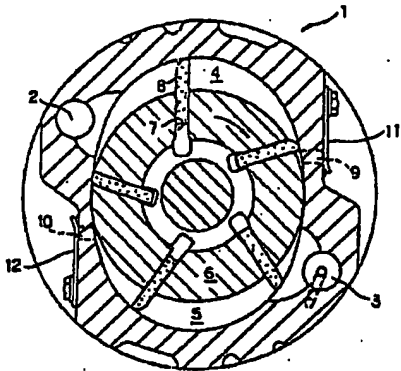
(b)

100	93	87	80
87	80	73	60
73	67	54	40
60	47	33	20

温度変化速度  $V$



第 6 図



第 7 図

